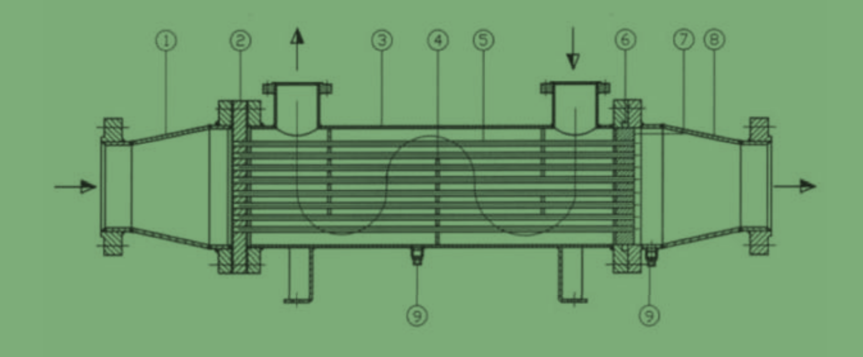
TRANSFERENCIA DE CALOR: INTERCAMBIADORES

por

LUIS MANUEL MOCHÓN CASTRO
DANILO MAGISTRALI



CUADERNOS
DEL INSTITUTO
JUAN DE HERRERA
DE LA *ESCUELA DE*
ARQUITECTURA
DE MADRID

3-89-08

TRANSFERENCIA DE CALOR: INTERCAMBIADORES

por

LUIS MANUEL MOCHÓN CASTRO
DANILO MAGISTRALI

CUADERNOS
DEL INSTITUTO
JUAN DE HERRERA
DE LA *ESCUELA DE*
ARQUITECTURA
DE MADRID

3-89-08

C U A D E R N O S
D E L I N S T I T U T O
J U A N D E H E R R E R A

NUMERACIÓN

2 Área
51 Autor
09 Ordinal de cuaderno (del autor)

TEMAS

1 ESTRUCTURAS
2 CONSTRUCCIÓN
3 FÍSICA Y MATEMÁTICAS
4 TEORÍA
5 GEOMETRÍA Y DIBUJO
6 PROYECTOS
7 URBANISMO
8 RESTAURACIÓN
0 VARIOS

Transferencia de calor: intercambiadores.

Instituto Juan de Herrera.
Escuela Técnica Superior de Arquitectura de Madrid.
Gestión y portada: Almudena Gil Sancho.
CUADERNO 401.01 / 3-89-08
ISBN-13 (obra completa): 978-84-9728-452-3
ISBN-13: 978-84-9728-460-8
Depósito Legal: M-13384-2013

Índice

Clasificación de los intercambiadores pag. 2

Métodos de estudios de intercambiadores:

A) Método de la temperatura logarítmica media pag. 9

B) Método de la efectividad-número de unidades de transferencia pag. 17

Bibliografía pag. 24

INTERCAMBIADORES DE CALOR

Son dispositivos que facilitan la transferencia de calor entre dos fluidos. Deben satisfacer especificaciones:

- Térmicas: intercambio de la potencia térmica necesaria
- Hidráulicas: limitación de la pérdida de carga en uno o en ambos flujos

Los intercambiadores de calor se emplean en:

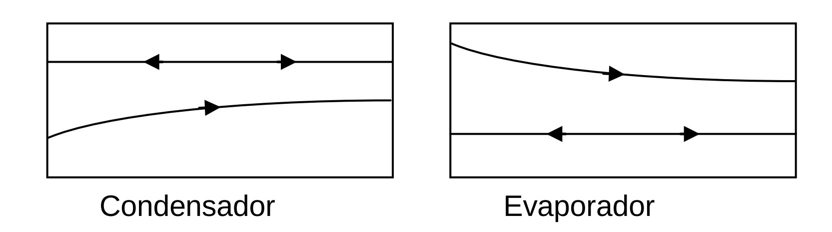
- sistemas de generación de energía (caldera y condensador en centrales)
- sistemas de refrigeración (radiadores coches)
- sistemas de calefacción (calderas, radiadores, suelo radiante)
- elaboración de alimentos
- industria química
- circuitos frigoríficos y bombas de calor (condensador y evaporador), etc

CLASIFICACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES

Existen diversos criterios de clasificación:

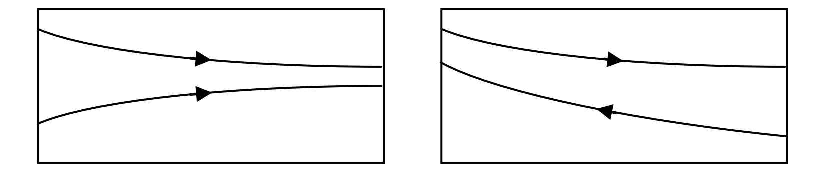
1. Atendiendo a la variación de la temperatura de los fluidos

a. De una corriente: sólo varía la temperatura de uno de los fluidos, como es el caso del fluido en cambio de fase en condensadores y evaporadores. También puede tener lugar cuando uno de los fluidos tiene lugar con un flujo infinitamente grande (imagínese una pequeña tubería por la que discurre un flujo caliente, introducida en el cauce de un río o interpuesta a una corriente de aire en un espacio abierto). Los diagramas de temperatura característicos son:



Condensador Evaporador

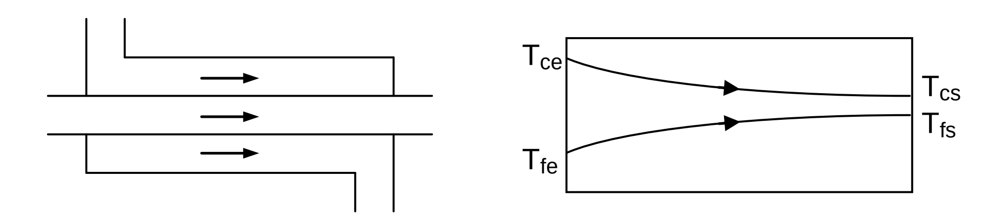
b. De dos corrientes: varía la temperatura de ambos fluidos.



2. *Atendiendo a la configuración del flujo*

a. *Flujos paralelos*: los dos flujos discurren en direcciones paralelas.

En equicorriente: ambos flujos van en el mismo sentido. La diferencia de temperatura entre los fluidos caliente y frío (T_c-T_f) disminuye en el sentido del flujo.



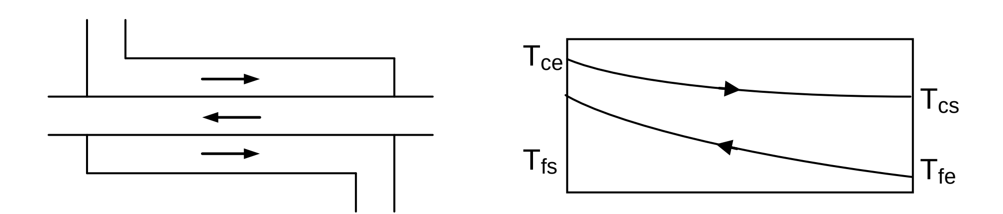
En función enfriamiento: dado el calentamiento del fluido frío, el caliente no puede ser enfriado hasta la temperatura mínima dada por T_{fe}. Por tanto:

$$[T_{cs-min}=T_{fs}]>[T_{min}=T_{fe}]$$

En función calentamiento: dado el enfriamiento del fluido caliente, el frío no puede ser calentado hasta la temperatura máxima dada por T_{ce}. Por tanto:

$$[T_{fs-max}=T_{cs}]<[T_{max}=T_{ce}]$$

En contracorriente o contraflujo: los dos flujos van en sentidos opuestos. La diferencia de temperatura entre los fluidos caliente y frío (T_c-T_f) puede aumentar, disminuir o mantenerse constante a lo largo del intercambiador.

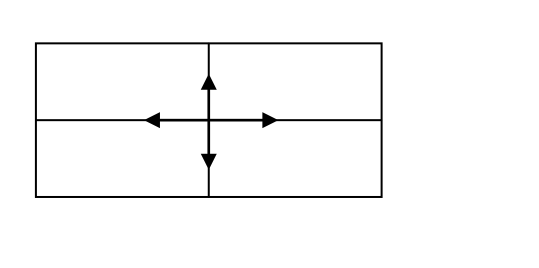


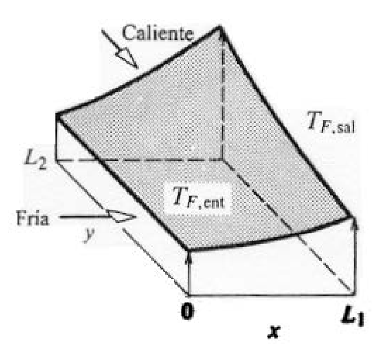
En este intercambiador, y cuando el área de transferencia de calor fuese infinitamente grande, se podría enfriar hasta la temperatura mínima T_{fe} (función enfriamiento) o calentar hasta la temperatura máxima T_{ce} (función calentamiento). En este tipo de intercambiador es donde cada flujo puede experimentar máxima diferencia de temperatura, y por ello se lo toma como referencia comparativa. Según esto:

En función enfriamiento: $[T_{cs-min}=T_{fe}]=T_{min}$

En función calentamiento: $[T_{fs-max}=T_{ce}]=T_{max}$

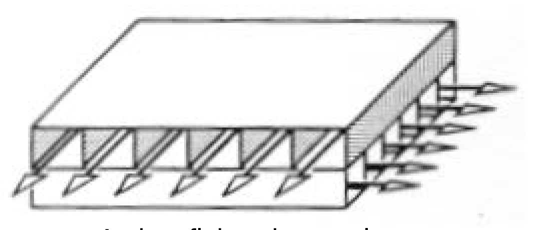
b. *En flujo cruzado*: los dos flujos discurren según direcciones perpendiculares. El salto térmico que pueden experimentar ambos fluidos, en igualdad de condiciones respecto a los flujos másicos y temperaturas de entradas, es intermedio entre los de flujos paralelos en equicorriente y en contracorriente. El radiador de un vehículo constituye un ejemplo de uso habitual del intercambiador de flujo cruzado.



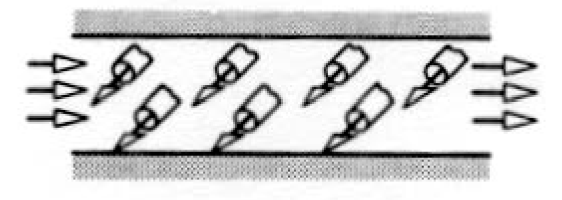


Perfil de temperatura del fluido frío

Pueden tener alguno o ambos flujos mezclados o sin mezclar. Un flujo se encuentra sin mezclar cuando discurre confinado en varios conductos.



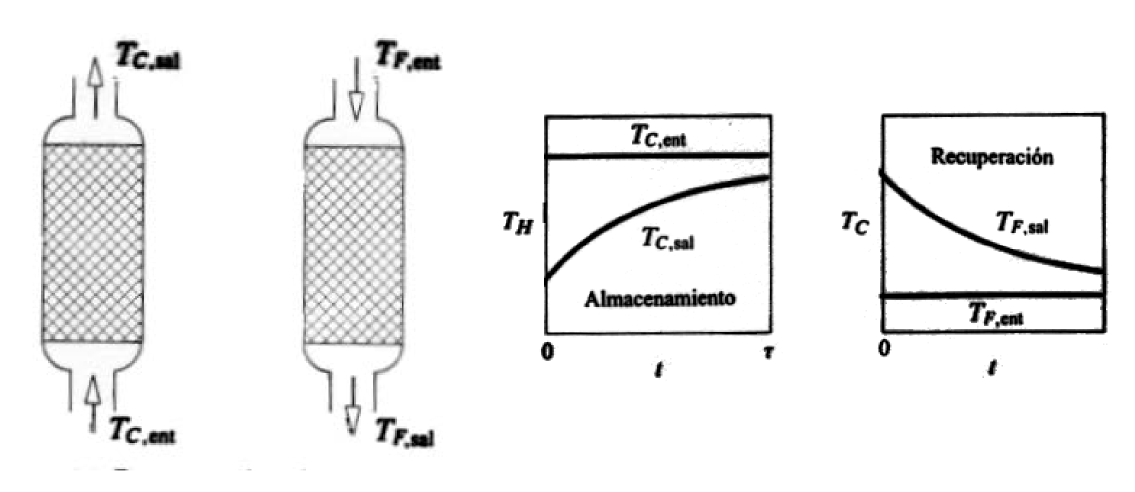
Ambos flujos sin mezclar



Un flujo sin mezclar

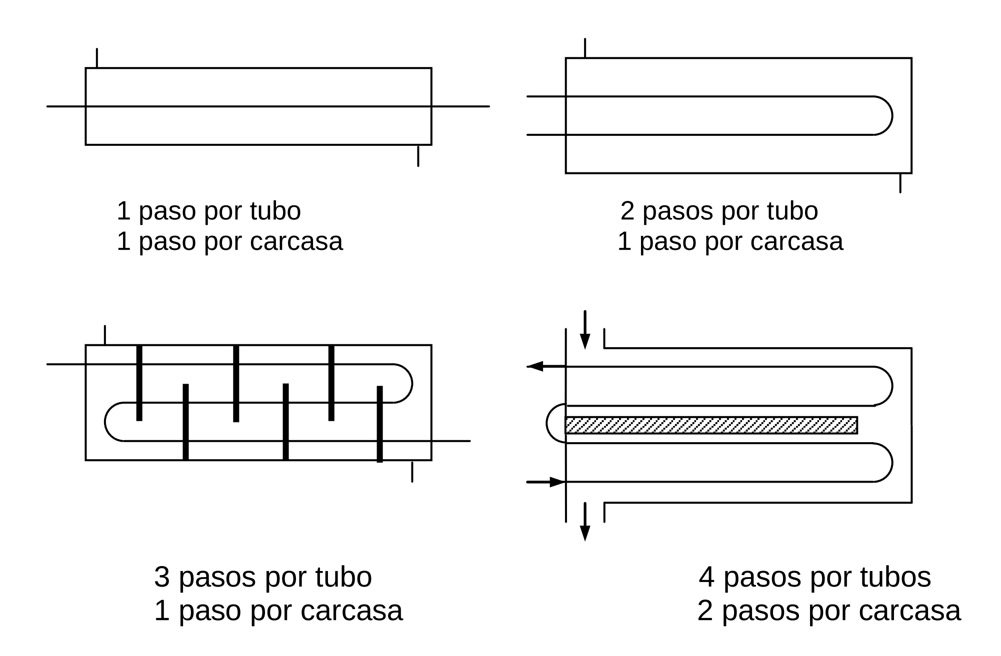
Para unas temperaturas de entrada dadas, un intercambiador de flujos cruzados con ambos flujos sin mezclar intercambiaría más potencia que con un flujo mezclado y éste a su vez intercambiaría más potencia que si ambos flujos estuviesen mezclados. Es decir, cuanto menos mezcla presente un intercambiador de flujos cruzados, mejor será su comportamiento desde el punto de vista de la potencia intercambiada (eficiencia, ver más adelante).

c. Regenerador o recuperador. Es un intercambiador de dos corrientes no estacionarias de flujos paralelos o cruzados, los cuales atraviesan alternativamente una matriz de gran capacidad de almacenamiento térmico.



El calor cedido por el fluido caliente se almacena en la matriz, haciendo aumentar su temperatura, y posteriormente se transfiere al fluido frío cuando éste pasa por la matriz, enfriándola. Aplicaciones típicas de este intercambiador son el precalentamiento del aire de entrada a calderas de centrales térmicas a partir de los humos de salida, usando una matriz de ladrillo refractario o el precalentamiento también del aire de renovación en los sistemas de acondicionamiento de aire de invierno o el enfriamiento previo de dicho aire de renovación en acondiconamiento de aire de verano.

3. ***Atendiendo al número de veces que el fluido atraviesa el intercambiador.*** Se denomina paso a cada una de las trayectorias que realiza el fluido por el intercambiador, así se distinguen intercambiadores de uno, dos, tres, etc. pasos:

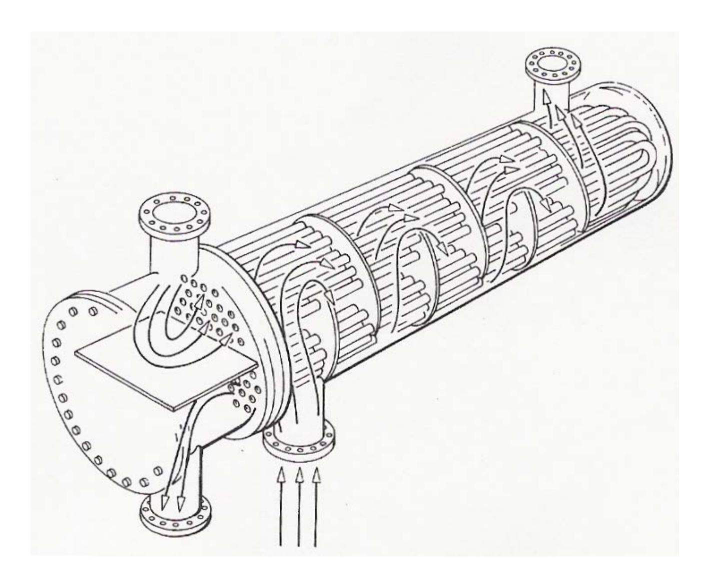


Cada uno de los flujos puede realizar uno o varios pasos. En la medida que aumenta el número de pasos de cualquiera de los flujos, crece el salto térmico de ambos flujos y con ello se mejora el comportamiento del intercambiador. Si además, el flujo externo sobre un haz de tubos tiene lugar de forma transversal (ver configuración 3 pasos por tubo y 1 paso por carcasa) se mejora el coeficiente de convección respecto a si dicho flujo discurre paralelamente al haz, lo cual se justifica por consideraciones hidrodinámicas.

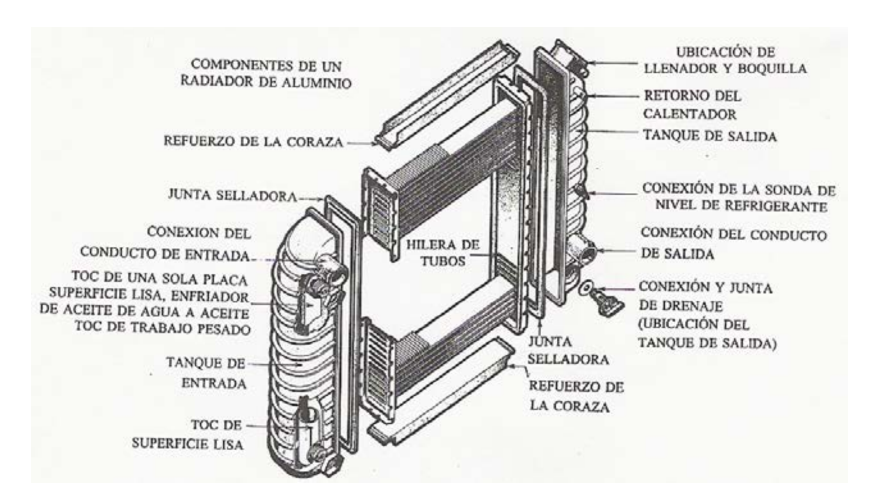
Tipos constructivos más importantes: Carcasa y tubos, placas y tubos concéntricos (pag 5).

Rugosidad superficial

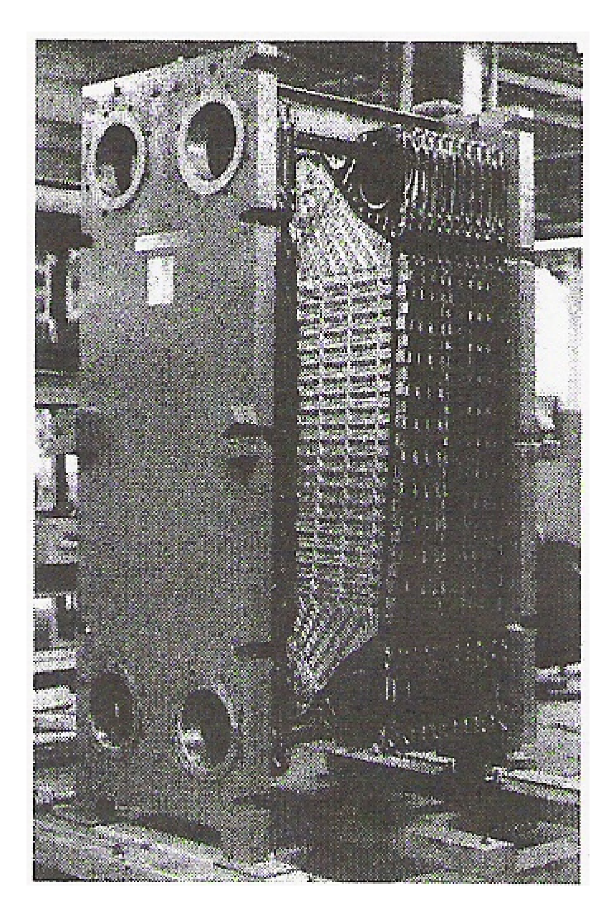
La rugosidad superficial, natural o inducida (mediante ondulación de la pared, por ejemplo), aumenta la turbulencia y con ello el coeficiente de convección entre ambos fluidos.



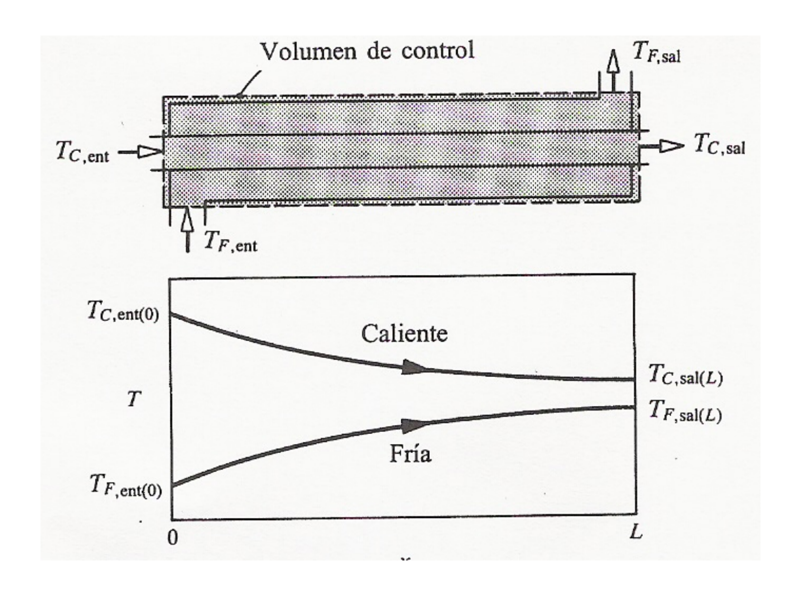
Intercambiador de calor de carcasa y tubos de dos pasos por tubos y un paso por carcasa. El primer paso de tubos se efectúa en flujo en equicorriente y el segundo en contracorriente.



Radiador de automóvil (intercambiador de calor de flujos cruzados).



Intercambiador de calor de placas en proceso de ensamblaje.



Intercambiador de calor de tubos concéntricos.

Balance de energía global de un intercambiador de calor

Hipótesis:

- Ausencia de trabajo externo.
- Intercambiador térmicamente aislado del exterior.
- Para cada uno de los flujos no existe variación significativa de las energías cinética y potencial entre entrada y la salida del intercambiador.
- Cuando un flujo no cambia significativamente su temperatura se puede suponer constante el calor específico (c_p) en el valor promedio. Este será el criterio aceptado.

Bajo estas hipótesis la ecuación de equilibrio energético del intercambiador queda reducido al equilibrio de entalpías:

$\dot{m}_c c_c (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f c_f (T_{fs} - T_{fe})$ Intercambiador de dos corrientes

$\dot{m}_c c_c (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f h_{fg-f}$ Intercambiador de una corriente; el del fluido caliente (evaporador)

$\dot{m}_c h_{fg-c} = \dot{m}_f c_f (T_{fs} - T_{fe})$ Intercambiador de una corriente; el del fluido frío (condensador)

Teniendo en cuenta la llamada capacidad térmica $C = \dot{m}c$, las ecuaciones anteriores quedan como:

$C_c (T_{ce} - T_{cs}) = C_f (T_{fs} - T_{fe})$ Dos corrientes

$C_c (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f h_{fg-f}$ Una corriente (evaporador)

$\dot{m}_c h_{fg-c} = C_f (T_{fs} - T_{fe})$ Una corriente (condensador)

$C = \dot{m}c = q/\Delta T$ expresa la potencia calorífica absorbida/cedida por el fluido cuando su temperatura cambia 1K=1ºC. Considerando que tanto el fluido caliente en el condensador como el fluido frío en el evaporador no experimentan variación de sus respectivas temperaturas a su paso por el intercambiador, se llega a:

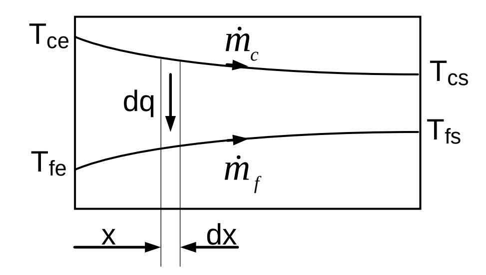
$$C_{f-evaporador} \to \infty$$

$$C_{c-condensador} \to \infty$$

MÉTODOS DE ESTUDIO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

A. Método de la temperatura logarítmica media, ΔT_{lm}

Considérese un intercambiador de flujos paralelos en equicorriente de dos corrientes y tómese una rebanada de diferencial de longitud dx:



Planteando los balances de energía para la corriente caliente, la fría y para la transmisión de calor entre ambas en dicho tramo diferencial dx, considerando despreciable la conducción axial en la pared de separación entre los dos fluidos:

Corriente caliente: $$dq = -\dot{m}_c c_{pc} dT_c = -C_c dT_c \quad (1.a)$$

Corriente fría: $$dq = \dot{m}_f c_{pf} dT_f = C_f dT_f \quad (2.a)$$

Transferencia de calor: $$dq = U\,dA(T_c - T_f) \quad (3.a)$$

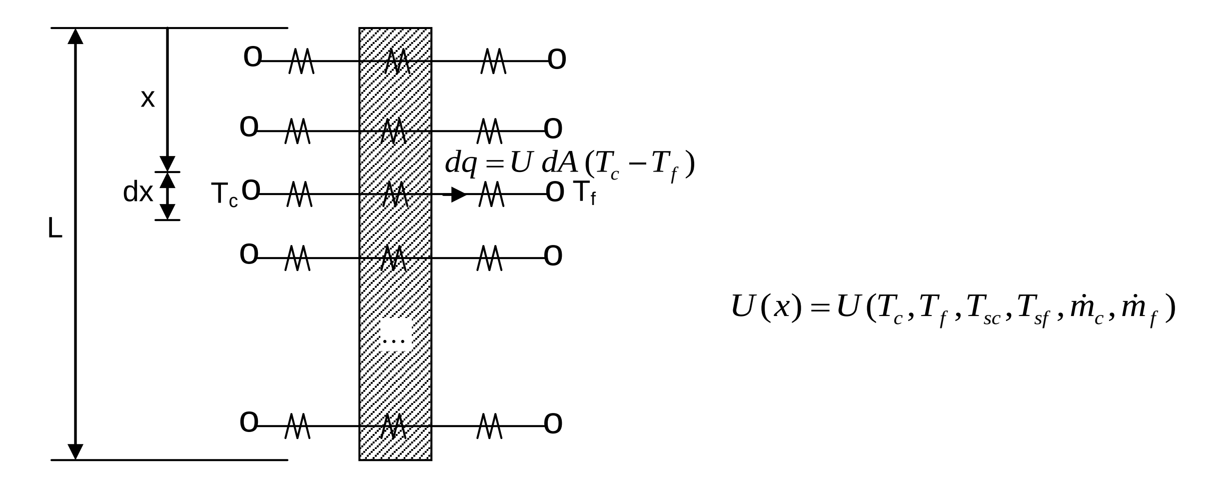
Y en forma integral:

Corriente caliente: $$q = \dot{m}_c c_{pc}(T_{ce} - T_{cs}) = C_c(T_{ce} - T_{cs}) \quad (1.b)$$

Corriente fría: $$q = \dot{m}_f c_{pf}(T_{fs} - T_{fe}) = C_f(T_{fs} - T_{fe}) \quad (2.b)$$

Transmisión de calor: $$q = \int_A U(T_c - T_f)dA \quad (3.b)$$

La integración de la ecuación 3.b exigirá expresar las funciones de variación longitudinal de U(x) y T_c-T_f(x), lo cual resulta inviable analíticamente. Gráficamente sería tanto como intentar resolver una red de múltiples resistencias diferenciales en paralelo, con los agravantes que cada resistencia va cambiando en el sentido del flujo por variación de las propiedades de los fluidos con la temperatura y que la diferencia de temperaturas T_c-T_f en cada rebanada diferencial también cambia continuamente de forma no lineal.



Cálculo exacto del coeficiente global medio de transferencia de calor U.

La imposibilidad analítica de resolver la ecuación 3.b. lleva a establecer una metodología basada en las siguientes aproximaciones:

1. La ley de temperatura (T_c-T_f) de la ecuación 3.b. sale de la integral, considerándose su valor medio $\left(\overline{T_c - T_f}\right)$:

$$q = \int_A U(T_c - T_f)dA \approx (\overline{T_c - T_f})\int_A U\,dA \qquad \text{(3.b.II)}$$

2. Partiendo de la definición básica de $\overline{U} = \frac{1}{A}\int_A U\,dA$, la ecuación 3.b.II puede expresarse como:

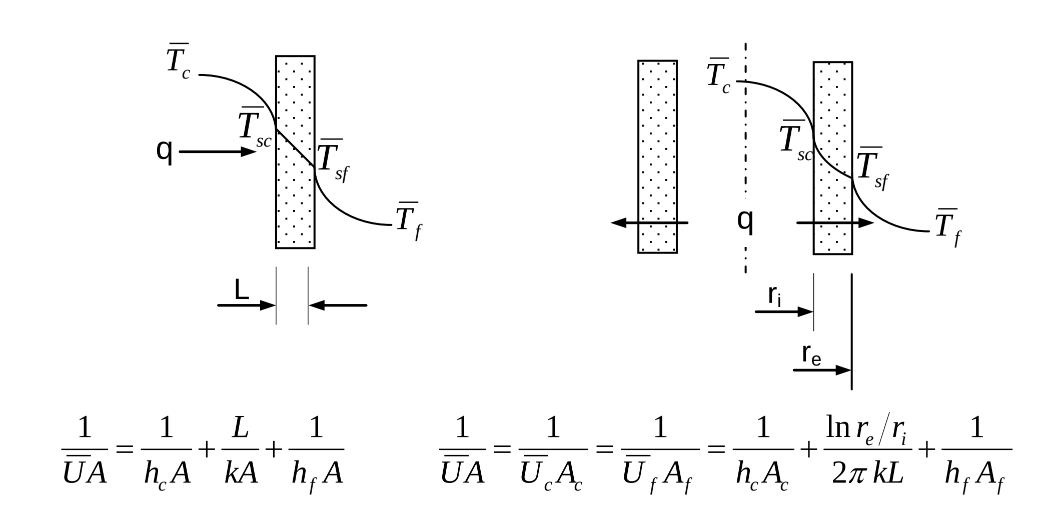
$$q = \int_A U(T_c - T_f)dA \approx (\overline{T_c - T_f})\int_A U\,dA = (\overline{T_c - T_f})\overline{U}\,A \qquad \text{(3.b.III)}$$

donde el valor medio del coeficiente global $\overline{U}$ se obtendrá de la red de resistencias térmicas constituida por las resistencias convectivas de los lados caliente y frío y la resistencia de la pared de separación.

$\overline{T}_c$ — R_{conv_c} — $\overline{T}_{sc}$ — R_{cond} — $\overline{T}_{sf}$ — R_{conv_f} — $\overline{T}_f$

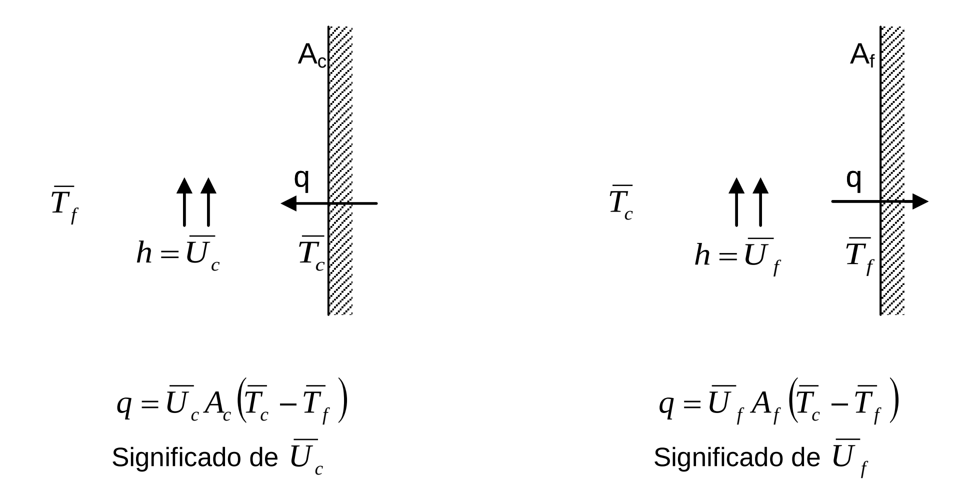
donde $\overline{T}_c$ y $\overline{T}_f$ son las respectivas temperaturas medias de los fluidos caliente y frío, y $\overline{T}_{sc}$ y $\overline{T}_{sf}$ las temperaturas superficiales medias de las paredes caliente y fría, respectivamente. Lo habitual es que la pared de separación entre los fluidos sea plana o cilíndrica, aunque no necesariamente:

Pared plana   Pared cilíndrica



$$\frac{1}{\overline{U}A}=\frac{1}{h_c A}+\frac{L}{kA}+\frac{1}{h_f A} \qquad \frac{1}{\overline{U}A}=\frac{1}{\overline{U}_c A_c}=\frac{1}{\overline{U}_f A_f}=\frac{1}{h_c A_c}+\frac{\ln r_e/r_i}{2\pi kL}+\frac{1}{h_f A_f}$$

En la pared cilíndrica $\overline{U}_c$ y $\overline{U}_f$ son los coeficientes globales de transferencia de calor medios referidos a la superficie caliente $A_c=2\pi r_i L$ y fría $A_f=2\pi r_e L$, respectivamente. $\overline{U}_c$ puede interpretarse como el coeficiente de convención h que tendría lugar entre un flujo externo a temperatura $\overline{T}_c$ y una pared de área A_c a temperatura $\overline{T}_f$, de tal forma que la potencia calorífica intercambiada entre ambos fuese la misma que con el intercambiador en cuestión, donde existe una convección en el lado caliente, una conducción a través de la pared (incluyendo las resistencias de ensuciamiento de los lados caliente y frío, si las hubiere) y otra convección en el lado frío. Si se emplease una pared de área A_f a temperatura $\overline{T}_f$, el coeficiente de convección h resultante sería $\overline{U}_f$.



$$q=\overline{U}_c A_c\left(\overline{T}_c-\overline{T}_f\right) \qquad q=\overline{U}_f A_f\left(\overline{T}_c-\overline{T}_f\right)$$

Significado de $\overline{U}_c$ Significado de $\overline{U}_f$

Es habitual que con el transcurso del tiempo se deposite cierta suciedad sobre las superficies de la pared de separación entre los dos fluidos. Generalmente están constituidas por depósitos de hollín en calderas, sales, óxidos de corrosión, etc. Dicha

suciedad se valora a partir de la denomina resistencia de ensuciamiento R''_{suc} [m²-K/W], debiéndose distinguir entre la que pueda tener lugar en el lado caliente R''_{suc_c} y en el frío R''_{suc_f}. Para una pared plana:

Superficies limpias: $$\frac{1}{\overline{U}A} = \frac{1}{h_c A} + \frac{L}{k\,A} + \frac{1}{h_f\,A}$$

Superficies sucias: $$\frac{1}{\overline{U}_{suc} A} = \frac{1}{\overline{U}A} + \frac{R''_{suc_c}}{A} + \frac{R''_{suc_f}}{A}$$

Y para un pared cilíndrica:

Superficies limpias: $$\frac{1}{\overline{U}A} = \frac{1}{h_c A_c} + \frac{\ln r_e / r_i}{2\pi\,kL} + \frac{1}{h_f\,A_f}$$

Superficies sucias: $$\frac{1}{\overline{U}_{suc} A} = \frac{1}{\overline{U}A} + \frac{R''_{suc_c}}{A_c} + \frac{R''_{suc_f}}{A_f}$$

Lo que se puede representar gráficamente como:

$\overline{T}_c$ o—R_{conv_c}—$\frac{R''_{suc_c}}{A_c}$—R_{cond}—$\frac{R''_{suc_f}}{A_f}$—R_{conv_f}—o $\overline{T}_f$

Cuando la resistencia convectiva de uno de los fluidos es mucho mayor que la del otro (generalmente en el lado del gas en intercambiadores de gas-líquido), la reducción de la resistencia total es más significativa si las aletas se añaden en el lado de mayor resistencia convectiva (lado del aire en un radiador de coche, por ejemplo). Supuesto que hubiera aletas dispuestas en los lados caliente y frío, cosa nada frecuente, por otra parte:

$\overline{T}_c$ o—$\frac{1}{h_c A_c \eta_{0c}}$—o $\overline{T}_{sc}$—$\frac{R''_{suc_c}}{A_c}$—R_{cond}—$\frac{R''_{suc_f}}{A_f}$—o $\overline{T}_{sc}$—$\frac{1}{h_f A_f \eta_{0f}}$—o $\overline{T}_f$

donde $\overline{T}_{sc}$ y $\overline{T}_{sc}$ son las temperaturas superficiales medias de los lados caliente y frío, respectivamente, necesarias para el cálculo de los coeficientes de convección.

Todo este planteamiento acerca del coeficiente global de transferencia de calor se puede resumir diciendo que realmente lo que se hace es sustituir la ley $U(x) = U(T_c, T_f, T_{sc}, T_{sf}, \dot{m}_c, \dot{m}_f)$ para su integración en 3.b por $\overline{U} = \overline{U}(\overline{T}_c, \overline{T}_f, \overline{T}_{sc}, \overline{T}_{sf}, \dot{m}_c, \dot{m}_f, geometría)$, mucho más fácil de obtener.

Continuando con la operativa:

Como (1.a)=(3.a): $$dT_c = -\frac{U}{C_c}(T_c - T_f)dA \qquad (4)$$

Como (2.a)=(3.a): $$dT_f = \frac{U}{C_f}(T_c - T_f)dA \qquad (5)$$

Restando (4) y (5):

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -U(T_c - T_f)\left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f}\right)dA$$

Integrando:

$$\int_{T_{ce}-T_{fe}}^{T_{cs}-T_{fs}} \frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = -\int_0^A U\left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f}\right)dA = -\left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f}\right)\int_0^A U dA = -\overline{U}A\left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f}\right)$$

$$\ln\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = -\overline{U}A\left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f}\right) \qquad (6)$$

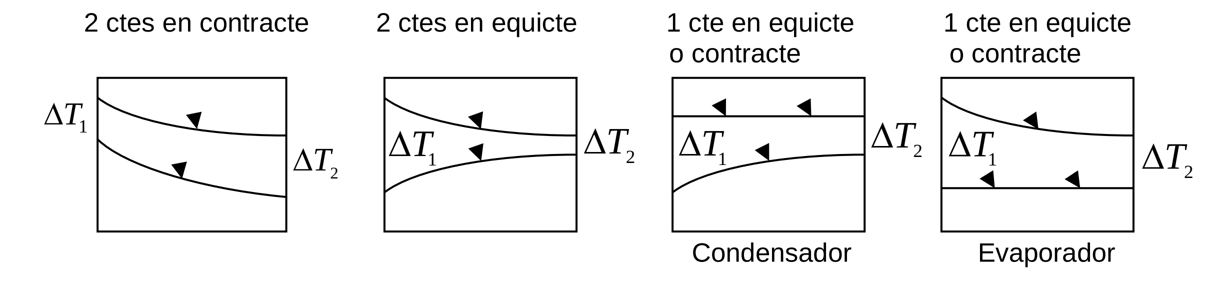
pero según (1.b) y (2.b): $\frac{1}{C_c} = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{q}$ y $\frac{1}{C_f} = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{q}$ y, por tanto:

$$\ln\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = -\overline{U}A\left(\frac{T_{ce} - T_{cs}}{q} + \frac{T_{fs} - T_{fe}}{q}\right) = \frac{\overline{U}A}{q}\left[(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})\right]$$

Finalmente:

$$q = \overline{U}\ A\frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} = \overline{U}\cdot A\cdot\Delta T_{lm} \qquad (7)$$

donde ΔT_{lm} es la temperatura logarítmica media entre las corrientes caliente y fría. Esta expresión de la potencia calorífica expresada a partir de la temperatura logarítmica media es válida tanto para intercambiadores de flujos paralelos en equicorriente como en contracorriente, y tanto si son de una o de dos corrientes:



como los subíndices 1 y 2 son intercambiables:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

La expresión (7) de la potencia calorífica a través de la temperatura logarítmica media también puede ser utilizada para intercambiadores de flujos paralelos con más de un paso por tubos y por carcasa, para intercambiadores de flujos cruzados, para intercambiadores de placas o cualquier otro tipo distinto del intercambiador de flujos paralelos con una paso por tubo y un paso por carcasa mediante la aplicación de un factor de corrección *F* (figuras c4.a a c4.d):

$$q = \overline{U} \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \cdot F$$

donde ΔT_{lm} debe determinarse, excepto para el intercambiador de flujos paralelos en equicorriente o en contracorriente de un paso por tubo y un paso por carcasa, como si se tratara de un intercambiador de flujos paralelos en contracorriente cuyas temperaturas de entrada y salida fuesen sean las mismas que las del en cuestión. Según esto, ΔT_1 y ΔT_2 estarán dados por:

$$\Delta T_1 = T_{ce} - T_{fs}$$
$$\Delta T_2 = T_{cs} - T_{fe}$$

Según lo dicho F=1 en intercambiadores de flujos paralelos en equicorriente o en contracorriente con un paso por carcasa y un paso por tubo. En el resto de los casos, flujos paralelos con más de un paso por carcasa y/o por tubo o flujos cruzados, intercambiadores de placas, etc, F<1

Factores de corrección para el cálculo de la potencia calorífica por el método de la temperatura logarítmica media para diversos tipos de intercambiadores.

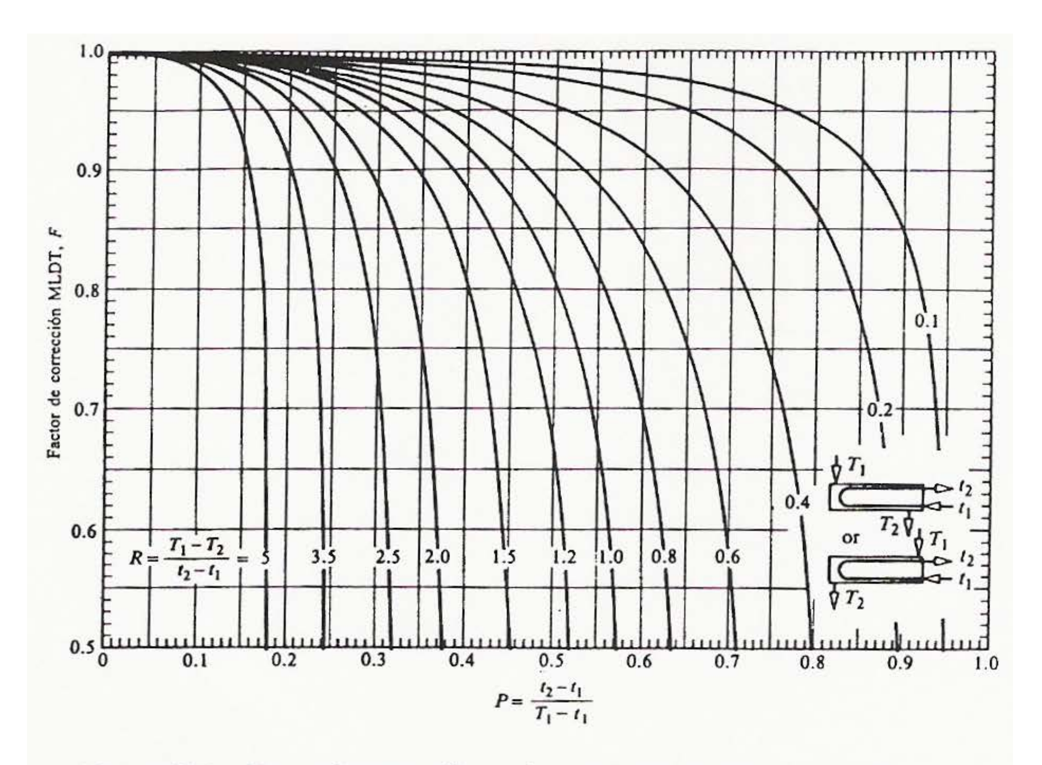


Figura C.4*a* Factor de corrección según el método DTLM para un intercambiador de calor de un paso por coraza y 2, 4, 6, ... pasos por tubos.

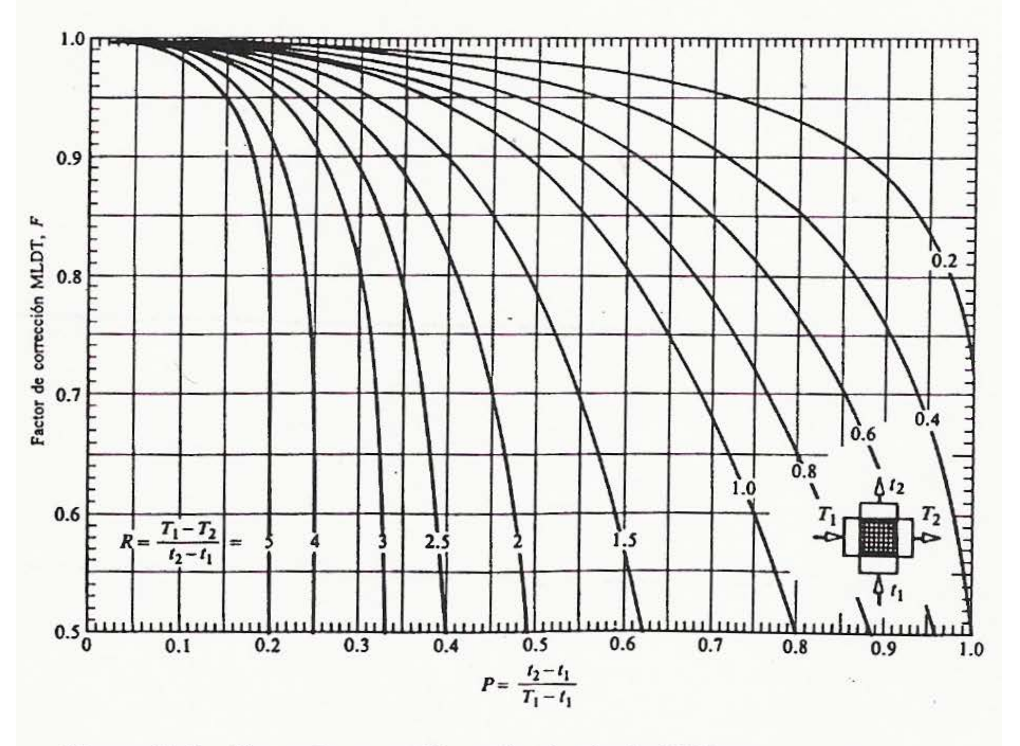


Figura C.4*b* Factor de corrección según el método DTLM para un intercambiador de calor de flujo cruzado en el que ambos fluidos están sin mezclar.

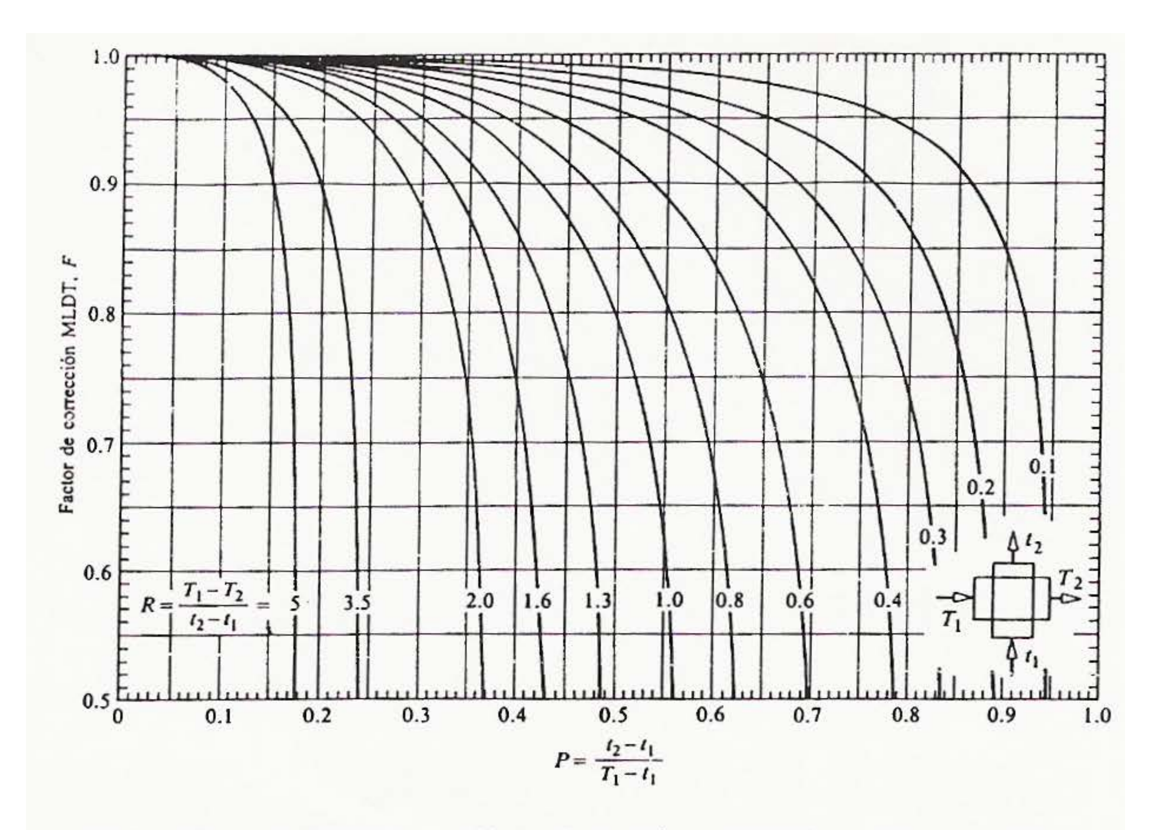


Figura C.4*c* Factor de corrección según el método DTLM para un intercambiador de calor de flujo cruzado en el que ambos fluidos están mezclados.

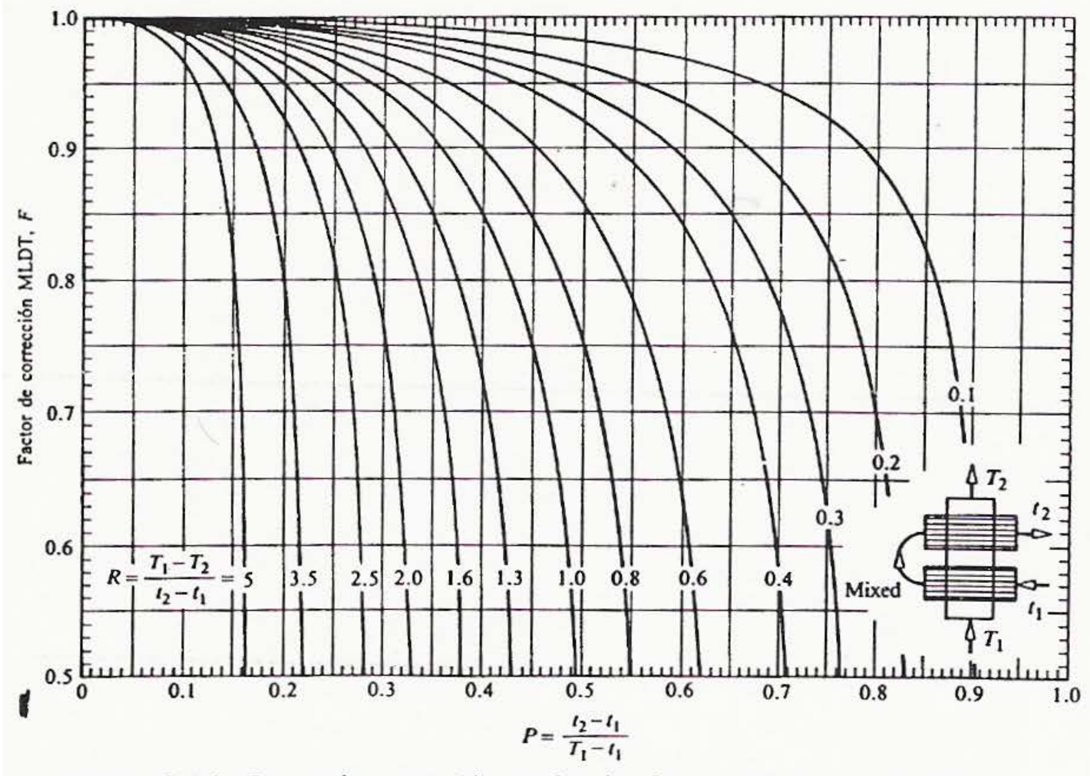


Figura C.4*d* Factor de corrección según el método DTLM para un intercambiador de calor de flujo cruzado de dos pasos por tubos (sin mezclar) y un paso por coraza (mezclado).

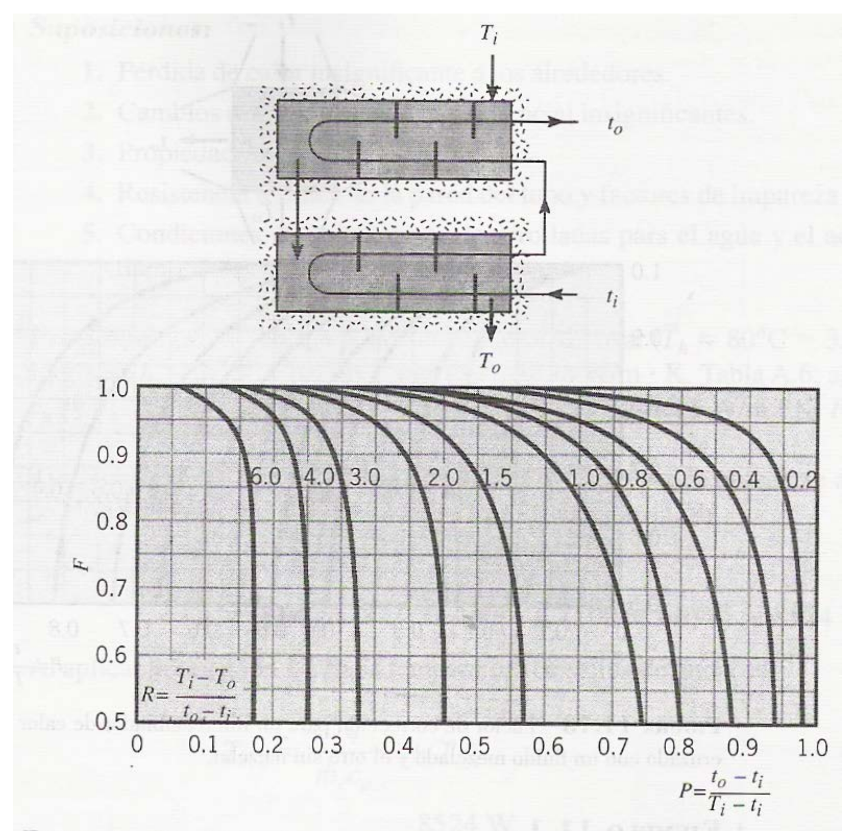


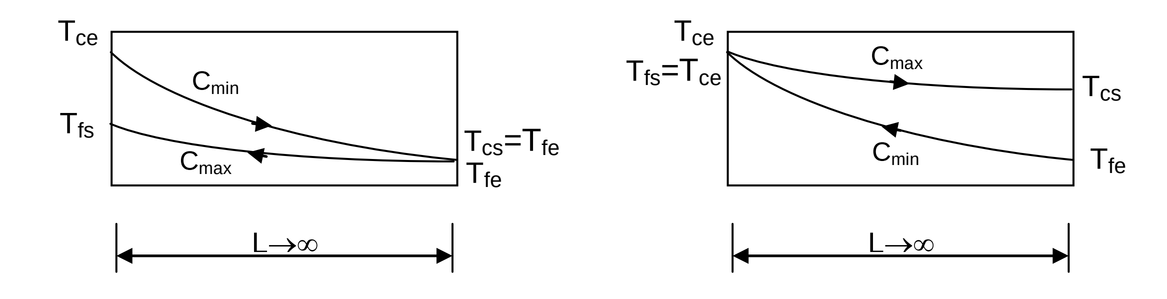
FIGURA 11.11 Factor de corrección para un intercambiador de calor de coraza y tubo con dos pasos por la coraza y cualquier múltiplo de cuatro pasos de tubo (cuatro, ocho, etc., pasos de tubo).

En las gráficas mostradas, las temperaturas ***t*** representan las correspondientes al fluido que discurre por el interior de tubos. Una implicación importante de las gráficas es que, si el cambio de temperatura de uno de los fluidos es despreciable, P ó R es cero y F=1. En tal caso el comportamiento del intercambiador sería independiente de la de la configuración específica.

B. Método de la efectividad-número de unidades de transferencia, ε-NUT

Cuando sólo se conocen las temperaturas de entrada al intercambiador, el estudio del mismo por el método ΔT_{lm} exige un procedimiento iterativo. En tales casos es recomendable el uso del método de la eficiencia, que se describe a continuación.

Teniendo en cuenta $q = C_c\ \Delta T_c = C_f\ \Delta T_f$, resulta que el fluido que experimenta una mayor diferencia de temperatura es aquel que presenta un C más pequeño, designado por C_{min}. Por otra parte, el mayor salto térmico que puede puede tener lugar en el fluido de C_{min} es el comprendido entre las temperaturas extremas, esto es, T_{ce}-T_{fe}, lo cual solamente es posible en intercambiadores de flujos paralelos en contracorriente infinitamente largos (área de transferencia de calor infinita).



Conocido el mayor salto térmico posible (T_{ce}-T_{fe}) y el fluido en el que tiene lugar tal variación (C_{min}), es fácil concluir la expresión de la máxima potencia térmica intercambiable (en intercambiadores de flujos paralelos en contracorriente infinitamente grandes):

$$q_{max} = C_{min}(T_{ce} - T_{fe})$$

Denominando por efectividad ε de un intercambiador de calor al cociente entre la potencia calorífica real *q* intercambiada y el potencial calorífico máximo intercambiable q_{max}:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} = \frac{C_c(T_{ce} - T_{cs})}{C_{min}(T_{ce} - T_{fe})} = \frac{C_f(T_{fs} - T_{fe})}{C_{min}(T_{ce} - T_{fe})} \qquad 0 \leq \varepsilon \leq 1$$

Por otra parte, se definen:

- $R_c = \dfrac{C_{min}}{C_{max}} \leq 1$
- $NTU \text{ ó } NUT = \dfrac{\overline{U}A}{C_{min}}$ (Number of Transfer Unit/Número Unidades de Transferencia), donde el producto $\overline{U}A$ se obtendrá según lo indicado anteriormente en el método la temperatura logarítmica media, aunque hay que indicar que la determinación de $\overline{U}A$ es ajeno al método de cálculo del intercambiador.

En condensadores y evaporadores $R_c \rightarrow 0$, y por extensión siempre que uno de los fluidos esté en cambio de fase (líquido↔vapor o sólido↔líquido), pues en todos los casos se cumple que $C_{max} \rightarrow \infty$. Del estudio de intercambiadores de dos corrientes de flujos paralelos en equicorriente se obtuvo, ecuación (6):

$$\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = -\overline{U}A\left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f}\right) \qquad (6)$$

Desarrollando el término derecho de la ecuación:

$$\overline{U}A\left(\frac{1}{C_c}+\frac{1}{C_f}\right)=\frac{\overline{U}A}{C_{min}}\left(\frac{C_{min}}{C_c}+\frac{C_{min}}{C_f}\right)=NUT\left(\frac{C_{min}}{C_c}+\frac{C_{min}}{C_f}\right)$$

Si C_f fuese el mínimo:

$$\overline{U}A\left(\frac{1}{C_c}+\frac{1}{C_f}\right)=NUT\left(R_c+1\right)$$

Como por otra parte $q=C_c(T_{ce}-T_{cs})=C_f(T_{fs}-T_{fe})$ resulta :

$$T_{cs}=T_{ce}-\frac{C_f}{C_c}(T_{fs}-T_{fe})=T_{ce}-R_c(T_{fs}-T_{fe})$$

Desarrollando ahora el término izquierdo de la ecuación (*):

$$\frac{T_{cs}-T_{fs}}{T_{ce}-T_{fe}}=\frac{\left[T_{ce}-R_c(T_{fs}-T_{fe})\right]-T_{fs}}{T_{ce}-T_{fe}}=\frac{(T_{ce}-T_{fe})-R_c(T_{fs}-T_{fe})-(T_{fs}-T_{fe})}{T_{ce}-T_{fe}}=$$

$$=1-\frac{T_{fs}-T_{fe}}{T_{ce}-T_{fe}}(R_c+1)=1-\frac{C_f(T_{fs}-T_{fe})}{C_{min}(T_{ce}-T_{fe})}(R_c+1)=1-\varepsilon(R_c+1)$$

Sustituyendo ambos desarrollos en la ecuación (*):

$$\ln\left[1-\varepsilon(R_c+1)\right]=-NUT(R_C+1)$$

y ordenando:

$$NUT=\frac{1}{R_c+1}\ln\frac{1}{1-\varepsilon(R_c+1)}$$

$$\varepsilon=\frac{1-e^{-NUT(R_c+1)}}{R_c+1}$$

Flujos en equicorriente

$$NUT=\frac{1}{1-R_c}\ln\frac{1-\varepsilon R_c}{1-\varepsilon}$$

$$\varepsilon=\frac{1-e^{-NUT(1-R_c)}}{1-R_c e^{-NUT(1-R_c)}}$$

Flujos en contracorriente

Estas expresiones son válidas tanto si C_{min} corresponde a C_c o C_f. En las tablas siguientes se muestran las expresiones según diversos tipos de intercambiadores.

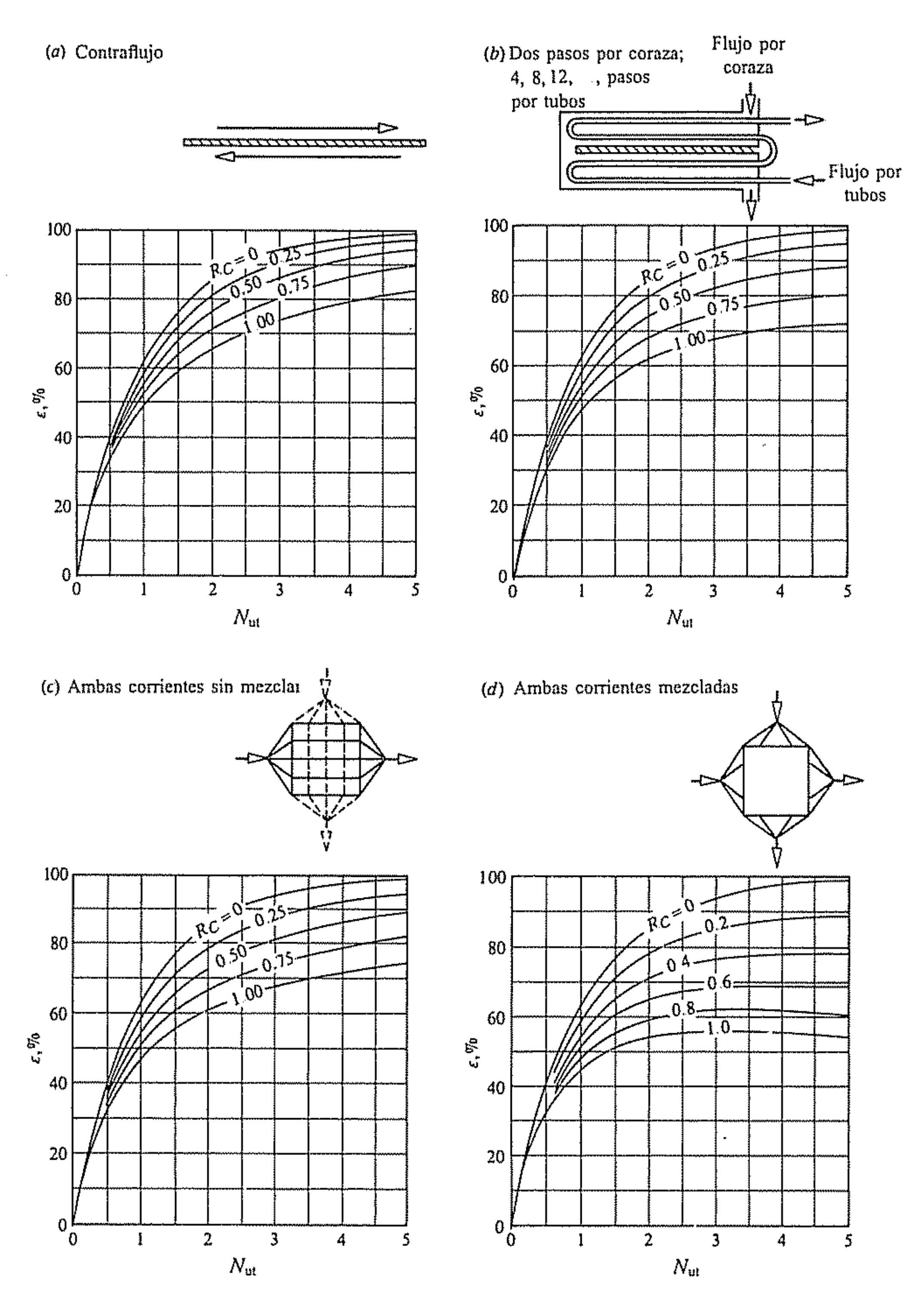
Configuración	Efectividad
1. Una sola corriente y todo tipo de intercambiadores cuando R_c=0	$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT)$
2. Flujo paralelo en equicorriente	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1+R_c)]}{1+R_c}$
3. Flujo paralelo en contracorriente	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1-R_c)]}{1 - R_c \exp[-NUT(1-R_c)]} \quad (R_c < 1)$ $\varepsilon = \frac{NUT}{1+NUT} \quad (R_c = 1)$
Flujo cruzado, un solo paso:	
4. Ambos flujos sin mezclar	$\varepsilon = 1 - \exp\left\{\frac{NUT^{0,22}}{R_c}\left[\exp\left(-R_c NUT^{0,78}\right) - 1\right]\right\}$
5. Ambos flujos mezclados	$\varepsilon = \left[\frac{1}{1-\exp(-NUT)} + \frac{R_c}{1-\exp(-R_c NUT)} - \frac{1}{NUT}\right]^{-1}$
6. C_{max} mezclado y C_{min} sin mezclar	$\varepsilon = \frac{1}{R_c}\left\{1 - \exp\left[R_c\left(e^{-NUT} - 1\right)\right]\right\}$
7. C_{max} sin mezclar, C_{min} mezclado	$\varepsilon = 1 - \exp\left\{-\frac{1}{R_c}\left[1 - e^{-R_c NUT}\right]\right\}$
Carcasa y tubos:	
8. Un paso por carcasa (n=1): 2, 4, 6 … pasos por tubos	$\varepsilon = \varepsilon_1 = 2\left\{1 + R_c + \sqrt{1+R_c^2}\,\frac{1+e^{\left(-\frac{NUT}{n}\sqrt{1+R_c^2}\right)}}{1-e^{\left(-\frac{NUT}{n}\sqrt{1+R_c^2}\right)}}\right\}^{-1}$
9. n pasos por carcasa: 2n, 4n, 6n … pasos pot tubos	$\varepsilon = \left[\left(\frac{1-\varepsilon_1 R_c}{1-\varepsilon_1}\right)^n - 1\right]\left[\left(\frac{1-\varepsilon_1 R_c}{1-\varepsilon_1}\right)^n - R_c\right]^{-1}$

Fórmulas de la efectividad de intercambiadores de diversas configuraciones.

Configuración	Número de unidades de transferencia
1. Una sola corriente y todo tipo de intercambiadores cuando R_c=0	$NUT = -\ln(1-\varepsilon)$
2. Flujo paralelo en equicorriente	$NUT = -\dfrac{\ln[1-\varepsilon(1+R_c)]}{1+R_c}$
3. Flujo paralelo en contracorriente	$NUT = \dfrac{1}{1-R_c}\ln\dfrac{1-\varepsilon R_c}{1-\varepsilon} \quad (R_c < 1)$ $NUT = \dfrac{\varepsilon}{1-\varepsilon} \quad (R_c = 1)$
Flujo cruzado, un solo paso:	
4. Ambos flujos sin mezclar	No existe fórmula explícita del NUT
5. Ambos flujos mezclados	No existe fórmula explícita del NUT
6. C_{max} mezclado y C_{min} sin mezclar	$NUT = -\ln\left[1+\dfrac{\ln(1-\varepsilon R_c)}{R_c}\right]$
7. C_{max} sin mezclar, C_{min} mezclado	$NUT = -\dfrac{1}{R_c}\ln[1+R_c\ln(1-\varepsilon)]$
Carcasa y tubos:	$\dfrac{NUT}{n} = -\dfrac{1}{\sqrt{1+R_c^2}}\ln\dfrac{E-1}{E+1}$
8. Un paso por carcasa (n=1): 2, 4, 6 … pasos por tubos	$E = \dfrac{2/\varepsilon-(1+R_c)}{\sqrt{1+R_c^2}}$
9. n pasos por carcasa: 2n, 4n, 6n … pasos por tubos	$E = \dfrac{\dfrac{2(F-R_c)}{F-1}-(1+R_c)}{\sqrt{1+R_c^2}}; \; F = \left(\dfrac{\varepsilon R_c-1}{\varepsilon-1}\right)^{1/n}$

Fórmulas del número de unidades de transferencia de intercambiadores de diversas configuraciones.

En la figuras siguientes se haya representada la ε respecto al número de unidades de transferencia para cuatro tipos de intercambiadores.



Efectividad ε respecto al número de unidades de transferencia para cuatro tipos de intercambiadores: a) en contracorriente, b) de pasos múltiples, c) de flujo cruzado (ambas corrientes sin mezclar), d) de flujo cruzado (ambas corrientes mezcladas).

De la observación de las figuras anteriores pueden apreciarse algunas cuestiones importantes respecto al comportamiento de los intercambiadores:

- Para Rc=0 todos los intercambiadores tienen igual eficiencia, la cual viene dada por la expresión $\varepsilon = 1 - \exp(-NUT)$.

- Para NUT≤0,25 todos los intercambiadores tienen aproximadamente la misma eficiencia, independientemente del valor de Rc. Dicha eficiencia puede calcularse mediante $\varepsilon = 1 - \exp(-NUT)$.

- Para NUT≥0,25 el intercambiador de flujos paralelos en contracorriente es el más eficiente.

- Para cualquier intercambiador, los valores máximo y mínimo de la eficiencia se corresponden con Rc=0 y Rc=1, respectivamente.

Metodología de cálculo de intercambiadores de calor

Tanto el método de la temperatura logarítmica media como el de la eficiencia son igualmente válidos para resolver cualquier problema de intercambiadores. No obstante, dependiendo de la naturaleza del problema, el método de la eficiencia puede resultar más sencillo.

Naturaleza del problema:

- **Actuaciones**: determinar la potencia calorífica intercambiada y las temperaturas de salida de un intercambiador dado, conocidas las temperaturas de entrada y los gastos másicos de ambos flujos. *El método ΔT_{lm} requiere un proceso iterativo mientras que el ε-NUT es directo.*

- **Diseño**: cálculo del área de un tipo seleccionado de intercambiador conocidas las temperaturas de entrada y de salida de ambos flujos y sus respectivos gastos másicos. *Ambos métodos presentan igual grado de dificultad.*

Bibliografía

Incropera, Frank P.; DeWitt, David P. *Fundamentos de Transferencia de Calor.* Ed. Pearson.

Kreith,Frank; Bohn, Mark S. *Principios de Transferencia de Calor*. Thomsom Learning.

Nellis,Gregory; Klein, Sanford. *Heat Transfer*. Cambridge University Press.

NOTAS

NOTAS

CUADERNO



Cuadernos.ijh@gmail.com
info@mairea-libros.com

